LUCRAREA 21

AMBREIAJE MECANICE CU FRICȚIUNE.
RECONSTITUIREA ELEMENTELOR ELASTICE

1. Scopul lucrării

Reconstituirea subansamblului de realizare a forței elastice de apăsare din componența unui ambreiaj mecanic cu fricțiune.

2. Elemente teoretice

2.1. Rol funcțional

Rolul ambreiajelor mecanice cu fricțiune este de a decupla temporar şi a cupla progresiv maşina motoare de restul transmisiei mecanice. În acelaşi timp, ambreiajele mecanice cu fricțiune mai au şi rol de protecție a elementelor transmisiei mecanice la suprasarcini.

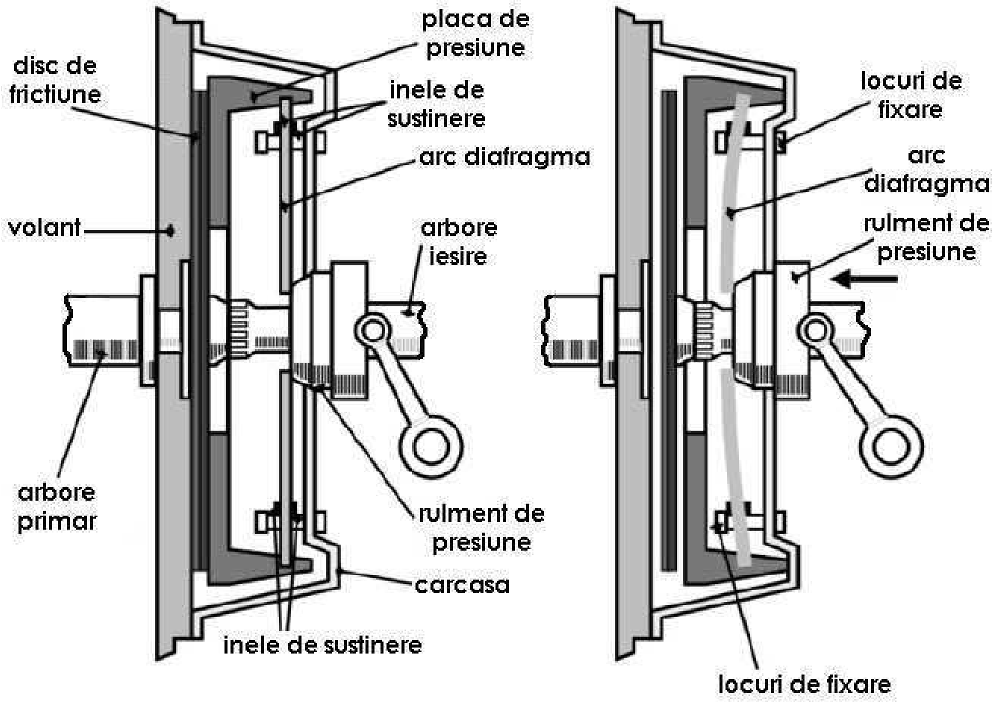


Fig. 1 *Ambreiaj mecanic cu fricțiune cu arc diafragmă*

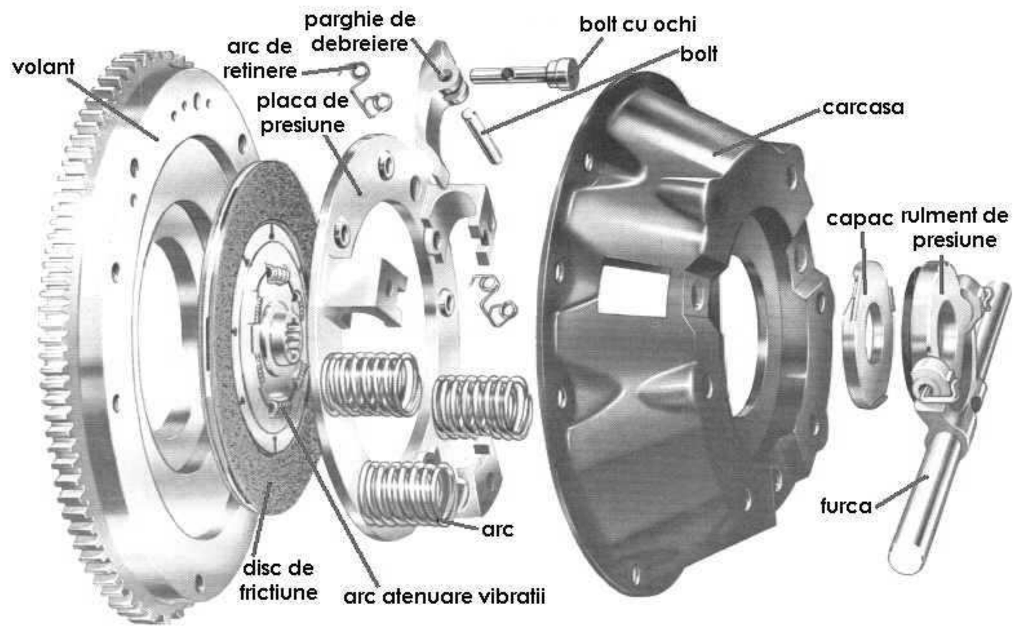


Fig. 2 *Ambreiaj mecanic cu fricțiune cu arcuri periferice*

2.2. Elemente componente

Elementele componente ale unui ambreiaj mecanic sunt grupate astfel, figura 1:

1. partea conducătoare formată din: volant, placă de presiune, arcurile de presiune, pârghiile de debreiere şi carcasă.
2. partea condusă formată din: discul condus (discul de fricțiune) cu garniturile de frecare şi arborele ambreiajului.
3. mecanismul de acționare este format din manşon cu rulmentul de presiune, furcă, tijă, arc de readucere şi pedală de acționare.

2.3. Funcționare

În poziție normală ambreiajul este cuplat datorită forței realizate de arcurile de apăsare care acționează asupra plăcii de presiune, [1].

La apăsarea pedalei de ambreiaj, comanda se transmite prin tija de legătură, pârghia de comandă şi furca de debreiere la rulmentul de presiune, care acționează asupra pârghiilor de debreiere care trag de bolțurile de debreiere şi îndepărtează placa de presiune de discul de fricțiune, învingând forța arcurilor pe care le comprimă.

Ca urmare, forțele de frecare dintre partea conducătoare şi cea condusă dispar şi se întrerupe transmiterea mişcării de rotație.

La eliberarea pedalei de ambreiaj, arcurile de presare se destind şi apasă placa de presiune către discul de fricțiune şi volant, ambreiajul cuplându-se.

2.4. Capacitatea portantă

Momentul de calcul al ambreiajului M_{tc} trebuie să fie mai mare decât momentul de torsiune care este transmis M_{tmax}:

$$M_{tc} = \beta \cdot M_{t\,max} \tag{1}$$

unde: β - coeficientul de siguranță la patinare

Tabelul 1 *Valori recomandate ale coeficientului de siguranță la patinare β, [1]*

Tipul autovehiculului	β
Autoturism	1,3…1,75
Autocamion, autobuz	1,6…2,0
Autocamion cu remorcă	2,0…3,0
Tractor agricol destinat la lucrări grele	2,0…2,5
Tractor pentru transport	1,5…2,0

Capacitatea portantă a ambreiajului este momentul de frecare pe care acesta poate să-l transmită fără patinare:

$$M_f = \mu \cdot F_{ap} \cdot \frac{D_m}{2} \tag{2}$$

unde: F_a este forța de apăsare între suprafețele de fricțiune, D_m este diametrul mediu al suprafeței de frecare (coroană circulară), figura 3, iar μ este coeficientul de frecare, dependent de regimul de frecare ungere şi natura materialelor, tabelul 2.

Tabelul 2 *Coeficientul de frecare μ şi presiunea admisă p_a,[2]*

Suprafețele de fricțiune	Tipul ambreiajului			
	uscat		în ulei	
	μ	p_a [MPa]	μ	p_a [MPa]
oțel-oțel/fontă	0,15…0,20	0,2…0,4	0,05…0,10	0,6…1,0
oțel-azbo-bachelită	0,40…0,45	0,1…0,3	0,08…0,15	0,2…0,5
oțel-material metalo-ceramic	0,40…0,55	0,4…0,6	0,09…0,12	1,2…2,0

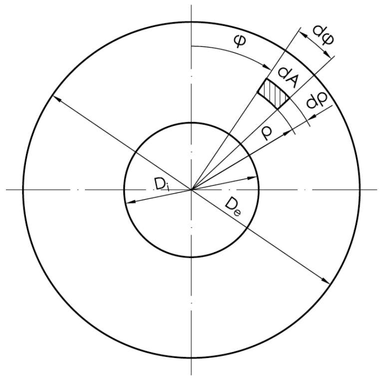


Fig. 3 *Disc de fricțiune*

2.5. Forța de apăsare

Forța de apăsare F_{ap} care trebuie aplicată suprafețelor de fricțiune se determină din condiția ca momentul de frecare al ambreiajului M_f să fie mai mare sau egal cu momentul de calcul M_{tc}.

$$\mu \cdot F_{ap} \cdot \frac{D_m}{2} \geq \beta \cdot M_{t\max} \qquad \Rightarrow \qquad F_{ap} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t\max}}{\mu \cdot D_m} \tag{3}$$

Dacă ambreiajul este de tipul cu arcuri dispuse la periferie, atunci forța de apăsare a unui arc se determină cu relația:

$$F_a = \frac{F_{ap}}{n_a} \tag{4}$$

unde: n_a - numărul de arcuri periferice.

Pentru un ambreiaj normal cuplat solicitarea maximă se atinge în procesul de debreiere:

$$F_{a-\max} = (1{,}1 \ldots 1{,}2) \cdot F_a \tag{5}$$

2.6. Presiunea de strivire. Verificare

Procesul de uzare abrazivă determină ca *presiunea p(r)* de pe suprafața garniturilor de fricțiune să aibă o distribuție uniformă. Valorile admisibile p_a ale presiunii sunt determinate de siguranța la uzare adezivă şi asigurarea unei durabilități impuse în raport cu procesul de uzare abrazivă:

$$p(r) = p = \frac{4 \cdot F_{ap}}{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)} \leq p_a \qquad (6)$$

unde D_e şi D_i sunt diametrul exterior şi respectiv interior a suprafeței de frecare, figura 3. Valori admisibile pentru presiunea admisibilă sunt date în tabelul 3.

3. Aplicație

Un motor de autovehicul, care asigură un moment maxim M_{tmax} = (300 + 10 · *r*) N·m, este cuplat la sistemul de transmisie prin intermediul unui ambreiaj monodisc cu garnituri de fricțiune din azbest cu diametrele D_e = 310 mm şi D_i = 175 mm. Jocul necesar între suprafețele de frecare ale ambreiajului decuplat Δf = 1,5 mm.

Forța de apăsare a plăcii de presiune este realizată de 12 arcuri elicoidale cilindrice.

Se cere:

a) Valoarea forței de apăsare necesară a fi aplicată plăcii de presiune.
b) Să se verifice la uzare garniturile de fricțiune.
c) Să se determine diametrul sârmei arcurilor elicoidale.
d) Să se determine numărul total de spire ale unui arc elicoidal.

a) Din tabelul 2 se adoptă coeficientul de frecare μ şi presiunea admisibilă, iar cu relația (3) se determină valoarea forței de apăsare F_{ap} necesară a fi aplicată plăcii de presiune.

b) Se determină presiunea maximă de strivire a garniturilor de fricțiune p_{max} şi se face verificarea la uzare, relația (6).

c) Arcurile elicoidale se execută din oțel de arc, cu tratament termic de călire urmată de revenire medie. Se alege, OLC 60 Si 17A cu caracteristicile mecanice: R_m = 1300 MPa, $R_{p0,2}$ = 1100 MPa.

Diametrului sârmei de arc *d* şi diametrul mediu D_m se determină din condiția de rezistență la torsiune:

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot F \cdot i \cdot k}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{at} \quad \Rightarrow \quad d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot F \cdot i \cdot k}{\pi \cdot \tau_{at}}} \qquad (7)$$

unde: τ_{at} - tensiunea de torsiune admisibilă, $\tau_{at} = (0,4...0,5) \cdot R_m$, [2];
i - indicele arcului, $i = D_m/d$ = 4…10 pentru arcuri obținute la cald;
k - coeficientul de formă al arcului, $k = 1+1,6/i$.

Se adoptă valoarea normalizată imediat superioară.
Se calculează valoarea diametrului mediu : $D_m = i \cdot d$.

d) Jocul necesar între suprafețele de frecare ale ambreiajului decuplat este obținut prin comprimarea suplimentară a arcurilor cu valoarea Δf, figura 6. Numărul de spire active ale arcului n_{s_a} se determină din condiția de rigiditate la compresiune a arcului.

$$k_a = \frac{\Delta F}{\Delta f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot n_{s_a}} \tag{8}$$

unde: G - modulul de elasticitate transversal.

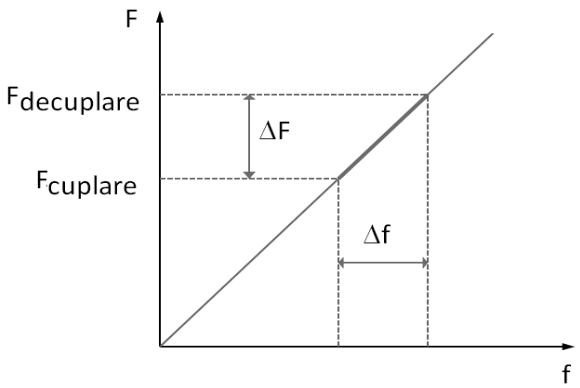


Fig. 6 *Curba caracterisică (liniară) a arcului elicoidal cilindric*

Din relația (8) se obține numărul de spire active:

$$n_{s_a} = \frac{\Delta f \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot F \cdot D_m^3} \tag{9}$$

Numărul total de spire consideră şi existența spirelor de reazem:

$$n_{s_t} = n_{s_a} + (1{,}5....2) \tag{10}$$

Bibliografie

1. Crețu, S., Prisăcaru, Gh., Damian, I., 1997, *Calculul şi construcția autovehiculelor rutiere - Îndrumar de laborator*, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi.
2. Gafițanu, M., Pavelescu, D., Crețu, S., ş.a., 1983, *Organe de maşini*, vol. II, Editura Tehnică, Bucureşti.